

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-185562

(43)公開日 平成6年(1994)7月5日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 F 9/348

B 6 0 G 13/08

識別記号

庁内整理番号

9240-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1(全 7 頁)

(21)出願番号 特願平4-355818

(22)出願日 平成4年(1992)12月18日

(71)出願人 000003056

トキコ株式会社

神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3号

(72)発明者 田丸 昌幸

神奈川県綾瀬市小園1116番地 トキコ株式会社相模工場内

(72)発明者 古谷 明弘

神奈川県綾瀬市小園1116番地 トキコ株式会社相模工場内

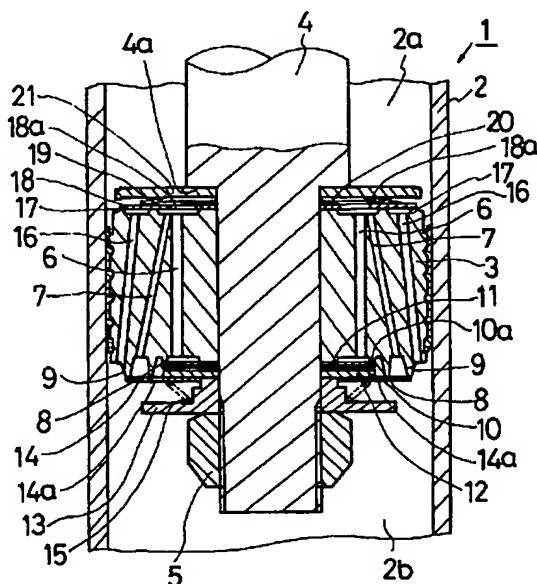
(74)代理人 弁理士 萢 経夫 (外2名)

(54)【発明の名称】 油圧緩衝器

(57)【要約】

【目的】 油圧緩衝器において、ピストン速度が低速領域でのバルブ特性と高速領域でのバルブ特性を独立して設定できるようにする。

【構成】 シリンダ2にピストン3を嵌装する。ピストン3の内周側に第1の伸び側連通路6を設け、外周側に第2の伸び側連通路7を設ける。第1の伸び側連通路6に切欠10aを有する小径のディスクバルブ10を設け、第2の伸び側連通路に大径のディスクバルブ14を設ける。伸び行程時の減衰力は、ピストン速度が低速域では切欠10aによりオリフィス特性となり、ピストン速度が速くなると、小径のディスクバルブ10が開いてバルブ特性となり、さらに速くなると大径のディスクバルブ14が開き第1、第2の伸び側連通路6,7により通路面積を大きくしてバルブ特性を維持する。小径のディスクバルブ10と大径のディスクバルブ14とはリテーナ11により独立しているので、第1、第2の伸び側連通路6,7による減衰力特性を独立して設定することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に摺動可能に嵌装され前記シリンダ内を2室に画成するピストンと、一端が前記ピストンに連結され他端が前記シリンダの外部まで延ばされたピストンロッドと、前記ピストンに設けられ前記シリンダ内の2室を連通させる第1および第2の連通路を備え、前記第1の連通路を前記ピストンの一端面の内周側に開口させるとともに、前記第2の連通路を前記ピストンの一端面の外周側に開口させ、前記ピストンの一端面側に、前記第1の連通路の開口部に当接する小径のディスクバルブと、前記第2の連通路の開口部に当接する大径のディスクバルブとを小径のディスクバルブより小径でかつ剛体のリテーナを介して軸方向に間隔をおいて重ねて配置したことを特徴とする油圧緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車等の車両の懸架装置に装着される油圧緩衝器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】一般に、自動車等の車両の懸架装置に装着される油圧緩衝器は、油液が封入されたシリンダ内に、ピストンロッドが連結されたピストンを摺動可能に嵌装してシリンダ内を2室に画成し、このシリンダ内の2室をピストンに設けた連通路によって連通させ、この連通路の下流側にオリフィスおよびディスクバルブからなる減衰力発生機構を設けた構成となっている。

【0003】この構成により、ピストンロッドの伸縮にともなうシリンダ内のピストンの摺動によって連通路内に生じる油液の流動をオリフィスまたはディスクバルブで制御することにより減衰力を発生させている。そして、図8の(A)に示すようにピストン速度が遅い領域(低速域)ではオリフィスによりピストン速度の増大に対して減衰力が二次曲線的に増大するオリフィス特性の減衰力を発生させ、図8の(B)に示すようにピストン速度が速い領域(中速域)ではディスクバルブが開弁することによりピストン速度の増大に対して減衰力が直線的に増大するバルブ特性の減衰力を発生させる。

【0004】ところで、上記従来の油圧緩衝器では、ピストン速度が非常に速くなり、連通路を流れる油液の流速が非常に速くなると、ディスクバルブの開弁によって形成される通路がオリフィスとして作用するため、減衰力特性は図8の(C)に示すようになり、ピストン速度が非常に速い領域(高速域)では、ピストン速度の増大に対して減衰力が二次曲線的に増大して必要以上の減衰力が発生することになる。このため、ディスクバルブの損傷や温度上昇によるシール部の劣化が起りやすくなり油圧緩衝器の耐久性が低下する。また、高速走行時のハーシュネスを充分吸収できないので車両の乗り心地が悪化するという問題がある。

【0005】そこで、ピストン速度が非常に速い領域においても直線的な減衰力特性が得られる油圧緩衝器として、例えば実開平2-92154号公報に記載されたものがある。この油圧緩衝器は、ピストンの外周側に第1の連通路を設け、内周側に第2の連通路を設け、ピストンの第1および第2の連通路の下流側の端面に、第1および第2の連通路の開口部を開閉する大径のディスクバルブを設け、さらに大径のディスクバルブの上に小径のディスクバルブを重ねて設けた構成となっている。この構成により、ピストン速度が低速域の場合は、大径のディスクバルブの外周部が摺んで第1の連通路が開くことによって直線的な特性の減衰力を発生し、ピストン速度が高速域の場合は、小径のディスクバルブと共に大径のディスクバルブ全体が摺んで第1の連通路に加えて第2の連通路を開いて充分な通路面積を確保することにより直線的な減衰力特性を維持することができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の油圧緩衝器では次のような問題がある。すなわち、上記従来例では、大径のディスクバルブの上に小径のディスクバルブを重ねて大径のディスクバルブの外周部を摺みやすくし、内周部を摺みにくくすることによって、第1の連通路と第2の連通路の開弁圧力を設定しており、第1、第2の連通路は同じ大径のディスクバルブによって開閉されるので、第1、第2の連通路の開弁圧力が互いに影響するため、第1、第2の連通路の開弁圧力の設定を個々に変更することは非常に困難であり、開弁圧力の設定の自由度が小さくなるという問題がある。

【0007】本発明は上記の点に鑑みてなされたものであり、ピストン速度が低速領域でのバルブ特性と高速領域でのバルブ特性を独立して設定することができる油圧緩衝器を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明の油圧緩衝器は、上記の課題を解決するために、油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に摺動可能に嵌装され前記シリンダ内を2室に画成するピストンと、一端が前記ピストンに連結され他端が前記シリンダの外部まで延ばされたピストンロッドと、前記ピストンに設けられ前記シリンダ内の2室を連通させる第1および第2の連通路を備え、前記第1の連通路を前記ピストンの一端面の内周側に開口させるとともに、前記第2の連通路を前記ピストンの一端面の外周側に開口させ、前記ピストンの一端面側に、前記第1の連通路の開口部に当接する小径のディスクバルブと、前記第2の連通路の開口部に当接する大径のディスクバルブとを小径のディスクバルブより小径でかつ剛体のリテーナを介して軸方向に間隔をおいて重ねて配置したことを特徴とする。

【0009】

【作用】このように構成したことにより、ピストンロッド

ドの伸縮によるシリンダ内のピストンの摺動にともない小径のディスクバルブによって第1の連通路の油液の流動を制御してバルブ特性の減衰力を発生させ、大径のディスクバルブによって第2の連通路の油液の流動を制御してバルブ特性の減衰力を発生させる。第1および第2の連通路によって通路面積を充分大きくすることができるので、ピストン速度が遅い領域においてもバルブ特性を維持することができる。また、第1の連通路と第2の連通路が互いに独立しており、小径のディスクバルブと大径のディスクバルブの間に小径のディスクバルブより小径でかつ剛体のリテーナが介装されており、それぞれの特性が互いに影響しないので、第1の連通路と第2の連通路の減衰力特性の設定の自由度が大きくなる。

【0010】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0011】本発明の第1実施例について説明する。図1に示すように油圧緩衝器1は、油液が封入されたシリンダ2内にピストン3が摺動可能に嵌装されており、このピストン3によってシリンダ2内がシリンダ上室2aとシリンダ下室2bの2室に画成されている。ピストン3には、ピストンロッド4の一端側が貫通されナット5によって固定されており、ピストンロッド4の他端側は、シリンダ2の端部に設けられたロッドガイド（図示せず）およびシール部材（図示せず）を貫通してシリンダ2の外部まで延ばされている。また、シリンダ2には、ピストンロッド4の侵入、退出にともなうシリンダ4内の容積変化をガスの圧縮、膨張によって補償するリザーバ室（図示せず）が設けられている。

【0012】ピストン3の内周側には、シリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる第1の伸び側連通路6が設けられており、外周側には、シリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる第2の伸び側連通路7が設けられている。ピストン3のシリンダ下室2b側の端面には、その内周側に開口する第1の伸び側連通路6の下流側の開口部の周囲にバルブシート8が設けられており、その外周側に開口する第2の伸び側連通路7の下流側の開口部の周囲にバルブシート9が設けられている。ここで、外周側に位置する第2の伸び側連通路7のバルブシート9は、内周側に位置する第1の伸び側連通路6のバルブシート8よりも突出量が大きくなっており、第1の伸び側連通路の開口部に対して第2の伸び側連通路の開口部が突出した構成となっている。

【0013】ピストン3のシリンダ下室2b側には、ピストン3側から順に小径のディスクバルブ10、小径のディスクバルブ10より小径でかつ剛体のリテーナ11、スペーサ12およびガイドワッシャ13が重ねて設けられており、これらはピストンロッド4の先端部が挿通されピストン3とナット5で挟持されて固定されている。そして、小径のディスクバルブ10がバルブシート8に当接して第1

の伸び側連通路6を開閉するようになっている。また、小径のディスクバルブ10には、切欠10aが設けられており、切欠10aによって第1の伸び側連通路6を常時連通させるオリフィスが形成されている。ガイドワッシャ13には、バルブシート9に当接して第2の伸び側連通路7を開閉する大径のディスクバルブ14が設けられている。ディスクバルブ14は、ガイドワッシャ13の軸方向に沿って摺動可能に支持されており、ばね15によってバルブシート9に押圧されている。また、大径のディスクバルブ14には、油液通路14aが設けられており、第1の油液通路6の下流側開口部をシリンダ下室2bに連通させている。なお、大径のディスクバルブ14は、小径のディスクバルブ10よりも開弁圧力が高く設定されている。

【0014】ピストン3には、第2の伸び側連通路7の外周側に、シリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる縮み側連通路16が設けられている。ピストン3のシリンダ上室2a側の端面には、縮み側連通路16の下流側の開口部の周囲にバルブシート17が設けられている。ピストン3のシリンダ上室2a側には、バルブシート17に当接して縮み側連通路16を開閉するディスクバルブ18およびディスクバルブ18の開弁圧力を調整する補助ばね19が設けられている。ディスクバルブ18および補助ばね19は、リテーナ20およびワッシャ21とともに、ピストンロッド4の先端部が挿通されてピストン3とピストンロッド4の段部4aに挟持されて固定されている。ディスクバルブ18には、第1の伸び側連通路6および第2の伸び側連通路7の上流側の開口部に対向させて油液通路18aが設けられており、第1の伸び側連通路6および第2の伸び側連通路7の上流側開口部を常時シリンダ上室2aに連通させている。

【0015】以上のように構成した第1実施例の作用について次に説明する。ピストンロッドの伸び行程時には、ピストン3の摺動にともなうシリンダ上室2a内の油液が加圧され、ディスクバルブ18が常時閉じた状態となり、第1、第2の伸び側連通路6、7を通過してシリンダ下室2bへ流れる。このとき、ピストン速度が遅い領域では、小径のディスクバルブ10および大径のディスクバルブ14が閉じているため、第1の伸び側連通路6の油液が小径のディスクバルブ10の切欠10aによって形成されるオリフィスを流通することにより、図8の(A)に示すようにオリフィス特性の減衰力を発生させる。そして、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2a内の油液の圧力が上昇すると、まず、第1の伸び側連通路6の小径のディスクバルブ10が徐々に開くことにより、図8の(B)に示すようにバルブ特性の減衰力を発生させる。さらに、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2a内の油液の圧力が上昇すると、次に、第2の伸び側連通路7の大径のディスクバルブが徐々に開くことにより、図8の(D)に示すようにバルブ特性の減衰力を発生させる。

【0016】このようにして、ピストン速度が非常に速い領域においては、大径のディスクバルブ14が開いて第2の伸び側油液通路7を連通させることにより、シリンダ上室2aからシリンダ下室2bへの通路面積を充分大きくしてバルブ特性の減衰力を維持することができる。したがって、ピストン速度が非常に速い領域において必要以上の減衰力が発生することがないので、ディスクバルブの損傷や温度上昇によるシール部の劣化を防止して油圧緩衝器の耐久性を向上させることができる。また、高速走行時のハーシュネスを低減して車両の乗り心地を向上させることができる。

【0017】さらに、第1の伸び側連通路6と第2の伸び側連通路7とは、完全に独立しており、また、これらを開閉する小径のディスクバルブ10と大径のディスクバルブ14とは、小径のディスクバルブ10より小径でかつ剛体のリテーナ11およびスペーサ12を介して軸方向に間隔をおいて互いに独立して設けられており、それぞれの特性が互いに影響することがないので、それぞれの開弁圧力およびバルブ特性の設定が容易になる。

【0018】一方、ピストンロッド4の縮み行程時には、ピストン3の摺動にともなうシリンダ下室2b内の油液が加圧され、小径のディスクバルブ10および大径のディスクバルブ14が常時閉じた状態となる。そして、ピストン速度が遅い領域では、縮み側連通路16のディスクバルブ18が閉じているため、シリンダ下室2a内の油液が小径のディスクバルブ10の切欠10aによって形成されるオリフィスを通り第1の伸び側連通路6通ってシリンダ上室2bへ流れてオリフィス特性の減衰力を発生させる。そして、ピストン速度が大きくなりシリンダ下室2b内の油液の圧力が上昇すると、縮み側連通路16のディスクバルブ18が徐々に撓んで開くことによりバルブ特性の減衰力を発生させる。

【0019】次に、本発明の第2実施例について説明する。第2実施例は、第1実施例が伸び側のみピストン速度が非常に速い領域においてバルブ特性を維持できるようにしたものであるのに対して、伸び側、縮み側ともにバルブ特性を維持できるようにしたものである。なお、第2実施例は、第1実施例に対してピストン部が異なるのみであるから第1実施例のものと同様の部材には、同一の番号を付し異なる部分についてのみの詳細に説明する。

【0020】図3および図4に示すように、シリンダ2内には、ピストンロッド4が連結されたピストン22が摺動可能に嵌装されており、このピストン22によってシリンダ2内がシリンダ上室2aとシリンダ下室2bの2室に画成されている。

【0021】ピストン22には、内周側にシリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる複数（図示のものでは4つ）の第1の伸び側連通路23と複数（図示のものでは4つ）の第1の縮み側連通路24とが交互に周方向に沿

て設けられており、外周側にシリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる複数（図示のものでは4つ）の第2の伸び側連通路25と複数（図示のものでは4つ）の第2の縮み側連通路26が交互に周方向に沿って設けられている（図5参照）。

【0022】図3および図6に示すように、ピストン22のシリンダ下室2b側の端面の内周側に開口する第1の伸び側連通路23の下流側の開口部の周囲にはバルブシート27が設けられており、外周側に開口する第2の伸び側連通路25の周囲にはバルブシート28が設けられている。ここで、外周側に位置する第2の伸び側連通路25のバルブシート28は、内周側に位置する第1の伸び側連通路23のバルブシート27よりも突出量が大きくなっており、第1の伸び側連通路23の開口部に対して第2の伸び側連通路25の開口部が突出した構成となっている。

【0023】また、図4、図5および図7に示すように、ピストン22のシリンダ上室2a側の端面の内周側に開口する第1の縮み側連通路24の下流側の開口部の周囲にはバルブシート29が設けられており、外周側に開口する第2の縮み側連通路26の周囲にはバルブシート30が設けられている。ここで、外周側に位置する第2の縮み側連通路26のバルブシート30は、内周側に位置する第1の縮み側連通路24のバルブシート29よりも突出量が大きくなっており、第1の縮み側連通路24の開口部に対して第2の縮み側連通路26の開口部が突出した構成となっている。

【0024】ピストン22のシリンダ下室2b側には、ピストン22側から順に小径のディスクバルブ31、小径のディスクバルブ31より小径でかつ剛体のリテーナ32、スペーサ33、大径のディスクバルブ34およびリテーナ35が重ねて設けられており、これらはピストンロッド4の先端部が挿通されピストン22とナット5で挟持されて固定されている。そして、小径のディスクバルブ31がバルブシート27に当接して第1の伸び側連通路23を開閉するようになっている。また、小径のディスクバルブ31には、切欠31aが設けられており、切欠31aによって第1の伸び側連通路23を常時連通させるオリフィスが形成されている。また、大径のディスクバルブ34がバルブシート28に当接して第2の伸び側連通路25を開閉するようになっている。なお、大径のディスクバルブ34は、小径のディスクバルブ31よりも開弁圧力が高く設定されている。

【0025】ピストン22のシリンダ上室2a側には、ピストン22側から順に小径のディスクバルブ36、小径のディスクバルブ36より小径でかつ剛体のリテーナ37、スペーサ38、大径のディスクバルブ39およびリテーナ40が重ねて設けられており、これらはピストンロッド4の先端部が挿通されピストン22とピストンロッド4の段部4aで挟持されて固定されている。そして、小径のディスクバルブ36がバルブシート29に当接して第1の縮み側連通路24を開閉するようになっている。また、大径のディスクバ

ルブ39がバルブシート30に当接して第2の縮み側連通路26を開閉するようになっている。なお、大径のディスクバルブ39は、小径のディスクバルブ36よりも開弁圧力が高く設定されている。

【0026】上記の構成により、ピストン22のシリンダ上室2a側の端面に開口する第1、第2の伸び側連通路23、25の上流側の開口部は、周方向に沿って複数配置された第1、第2の縮み側連通路24、26のバルブシート29、30の間を通してシリンダ上室2aに常時連通されており、ピストン22のシリンダ下室2b側の端面に開口する第1、第2の縮み側連通路24、26の上流側の開口部は、周方向に沿って複数配置された第1、第2の伸び側連通路23、25のバルブシート27、28の間を通してシリンダ下室2aに常時連通されている。

【0027】以上のように構成した第2実施例の作用について次に説明する。ピストンロッド4の伸び行程時には、ピストン22の摺動にともなってシリンダ上室2a内の油液が加圧され、小径のディスクバルブ36および大径のディスクバルブ39が常時閉じた状態となり、第1、第2の伸び側連通路23、25を通してシリンダ下室2bへ流れる。このとき、ピストン速度が遅い領域では、小径のディスクバルブ31および大径のディスクバルブ34が閉じているため、第1の伸び側連通路23の油液が小径のディスクバルブ31の切欠31aによって形成されるオリフィスを流通することにより、図9の(A)に示すようにオリフィス特性の減衰力を発生させる。

【0028】そして、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2b内の油液の圧力が上昇すると、まず、第1の伸び側連通路23の小径のディスクバルブ31が徐々に開いて開くことにより、図9の(B)に示すようにバルブ特性の減衰力を発生させる。

【0029】さらに、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2b内の油液の圧力が上昇すると、次に、第2の伸び側連通路25の大径のディスクバルブ34が徐々に開くことにより、図9の(C)に示すようにバルブ特性の減衰力を発生させる。なお、第2の伸び側油液通路25および大径のディスクバルブ34を持たない従来の油圧緩衝器では、ピストン速度が非常に速くなると第1の伸び側連通路23がオリフィスとして作用して図9の(D)で示すような減衰力が発生することになる。

【0030】ピストンロッド4の縮み行程時には、ピストン22の摺動にともなってシリンダ下室2b内の油液が加圧され、小径のディスクバルブ31および大径のディスクバルブ34が常時閉じた状態となる。そして、ピストン速度が遅い領域では、第1の縮み側連通路24のディスクバルブ36および第2の縮み側連通路26が閉じているため、シリンダ下室2b内の油液は小径のディスクバルブ31の切欠31aによって形成されるオリフィスを通り第1の伸び側連通路23を通してシリンダ上室2aへ流れることによりオリフィス特性の減衰力を発生させる。

【0031】そして、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2b内の油液の圧力が上昇すると、まず、第1の縮み側連通路24の小径のディスクバルブ36が徐々に開いて開くことによりバルブ特性の減衰力を発生させる。

【0032】さらに、ピストン速度が大きくなりシリンダ上室2b内の油液の圧力が上昇すると、次に、第2の縮み側連通路26の大径のディスクバルブ39が徐々に開くことによりバルブ特性の減衰力を発生させる。このようにして上記伸び行程時と同様に、減衰力特性は、ピストン速度の遅い領域ではオリフィス特性、ピストン速度が大きくなるとバルブ特性となり、ピストン速度が非常に速い領域においてもバルブ特性を維持することができる。

【0033】上記のように、ピストン速度が非常に速い領域においては、大径のディスクバルブ34または39が開いて第2の伸び側油液通路25または第2の縮み側連通路26を連通させることによって、シリンダ上室2aとシリンダ下室2bとを連通させる通路面積を充分大きくして、伸び側、縮み側ともにバルブ特性の減衰力を維持することができる。したがって、ピストン速度が非常に速い領域において必要以上の減衰力が発生することがないので、ディスクバルブの損傷や温度上昇によるシール部の劣化を防止して油圧緩衝器の耐久性を向上させることができる。また、高速走行時のハーシュネスを低減して車両の乗り心地を向上させることができる。

【0034】第1の伸び側連通路23と第2の伸び側連通路25とは互いに独立しており、これらを開閉する小径のディスクバルブ31と大径のディスクバルブ34とは、小径のディスクバルブ31より小径でかつ剛体のリテーナ32およびスパーサ33を介して軸方向に間隔をおいて独立させて設けられているため、それぞれの特性が互いに影響することがないので、それぞれの開弁圧力およびバルブ特性の設定が容易になる。同様に、第1の縮み側連通路24と第2の縮み側連通路26とは互いに独立しており、これらを開閉する小径のディスクバルブ36と大径のディスクバルブ39とは、小径のディスクバルブ36より小径でかつ剛体のリテーナ36およびスパーサ37を介して軸方向に間隔をおいて独立させて設けられているため、それぞれの特性が互いに影響することがないので、それぞれの開弁圧力およびバルブ特性の設定が容易になる。

【0035】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明の油圧緩衝器によれば、ピストンロッドの伸縮によるシリンダ内のピストンの摺動にともない小径のディスクバルブによって第1の連通路の油液の流動を制御してバルブ特性の減衰力を発生させ、大径のディスクバルブによって第2の連通路の油液の流動を制御してバルブ特性の減衰力を発生させる。第1および第2の連通路によって通路面積を充分大きくすることができるので、ピストン速度が非常に速い領域においてもバルブ特性を維持することができる。その結果、ピストン速度が非常に速い領域において

必要以上の減衰力が発生することがないので、ディスクバルブの損傷や温度上昇によるシール部の劣化を防止して油圧緩衝器の耐久性を向上させることができる。さらに、高速走行時のハーシュネスを低減して車両の乗り心地を向上させることができる。また、第1の連通路と第2の連通路が互いに独立しており、小径のディスクバルブと大径のディスクバルブの間に小径のディスクバルブより小径でかつ剛体のリテーナが介装されており、それ

ぞれの特性が互いに影響しないので、第1の連通路と第2の連通路の減衰力特性の設定の自由度が大きくなり、減衰力特性の設定が容易になるという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例の要部の縦断面図である。

【図2】図1の装置の大径のディスクバルブの斜視図である。

【図3】本発明の第2実施例の要部の伸び側連通路を通る切断線による縦断面図である。

【図4】図3の装置の要部の縮み側連通路を通る切断線による縦断面図である。

【図5】図3の装置のピストンの上面図である。

【図6】図5のA-A線による縦断面図である。

【図7】図5のB-B線による縦断面図である。

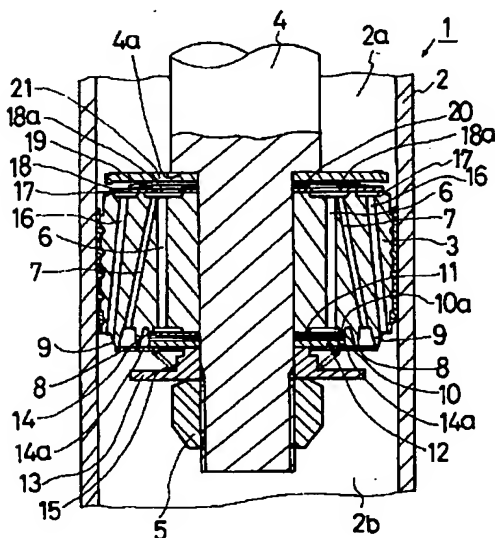
【図8】図1の装置の伸び側の減衰力特性を示す図である。

【図9】図3の装置の減衰力特性を示す図である。

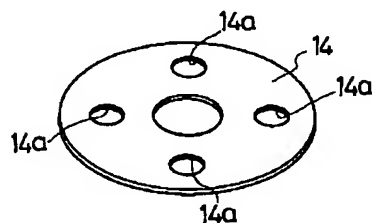
【符号の説明】

- 1 油圧緩衝器
- 2 シリンダ
- 2a シリンダ上室
- 2b シリンダ下室
- 3 ピストン
- 4 ピストンロッド
- 6 第1の伸び側連通路
- 7 第2の伸び側連通路
- 10 小径のディスクバルブ
- 11 リテーナ
- 14 大径のディスクバルブ
- 22 ピストン
- 23 第1の伸び側連通路
- 24 第1の縮み側連通路
- 25 第2の伸び側連通路
- 26 第2の縮み側連通路
- 31 小径のディスクバルブ
- 32 リテーナ
- 34 大径のディスクバルブ
- 36 小径のディスクバルブ
- 37 リテーナ
- 39 大径のディスクバルブ

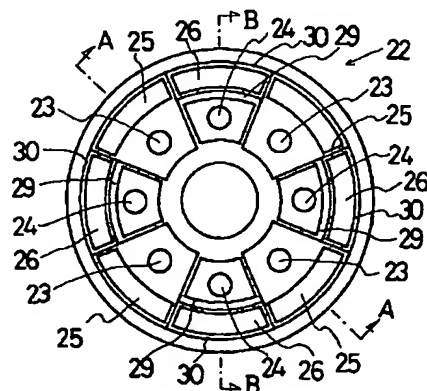
【図1】



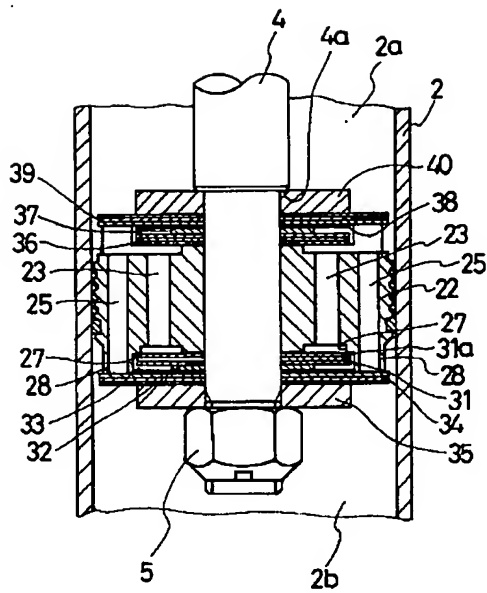
【図2】



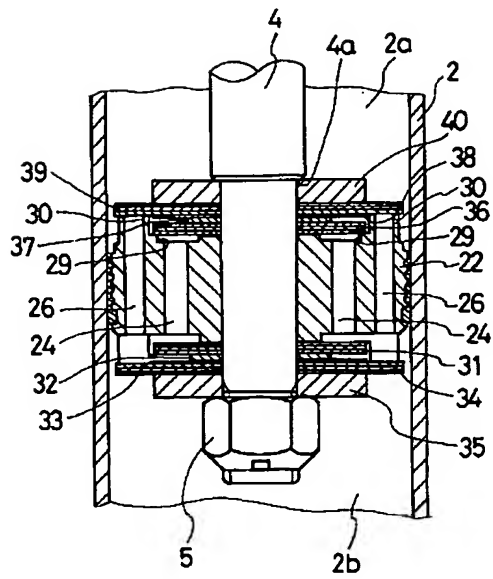
【図5】



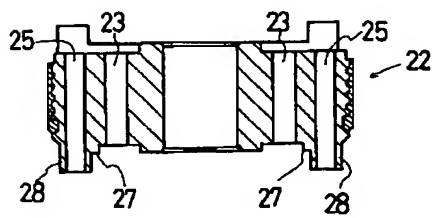
【図3】



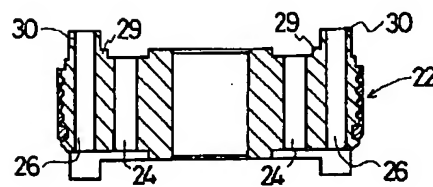
【図4】



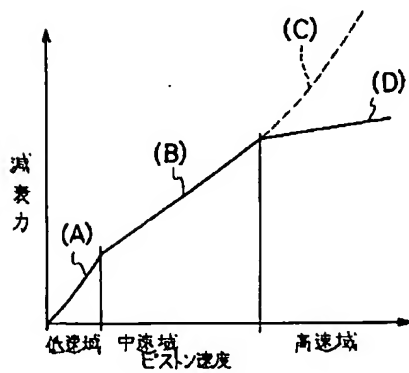
【図6】



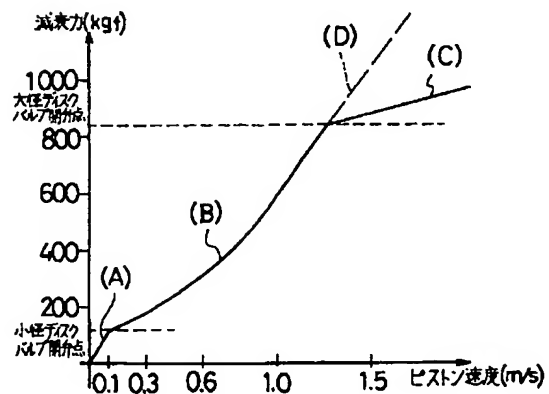
【図7】



【図8】



【図9】



PAT-NO: JP406185562A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06185562 A
TITLE: HYDRAULIC BUFFER
PUBN-DATE: July 5, 1994

INVENTOR-INFORMATION:
NAME
TAMARU, MASAYUKI
FURUYA, AKIHIRO

ASSIGNEE-INFORMATION:
NAME COUNTRY
TOKICO LTD N/A

APPL-NO: JP04355818

APPL-DATE: December 18, 1992

INT-CL (IPC): F16F009/348, B60G013/08

US-CL-CURRENT: 188/322.15

ABSTRACT:

PURPOSE: To set valve characteristics in a region where a piston speed is low and a region where it is high independently from each other.

CONSTITUTION: A piston 3 is fitted in a cylinder 2. A first communication passage 6 on the expansion side is arranged on the inner peripheral side of the piston 3 and a second communication passage 7 on the expansion side is arranged on the outer peripheral side thereof. A small disc valve 10 having a notch 10a is located in the first communication passage 6 on the expansion side and a large disc valve 14 is located in the second communication passage on the expansion side. A damping force during an expansion stroke is caused

to form
orifice characteristics by means of the notch 10a in an area where a
piston
speed is low. When the piston speed is increased, the small disc
valve 10 is
opened to form valve characteristics. When the piston speed is
further
increased, the large disc valve 14 is opened, a passage area is
increased by
means of first and second communication passages 6 and 7 on the
expansion side
to maintain valve characteristics. Since the small and large disc
valves 10
and 14 are arranged independently from each other by means of a
retainer 11,
the damping force characteristics of the first and second
communication
passages 6 and 7 on the expansion side can be set independently from
each
other.

COPYRIGHT: (C) 1994, JPO&Japio